



ff4

Patent
Attorney's Docket No. 003510-089

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Patent Application of)
Yoshiyuki YASUI et al.) Group Art Unit: 3613
Application No.: 09/824,143) Examiner: Unassigned
Filed: April 3, 2001)
For: BRAKING FORCE DISTRIBUTION)
CONTROL DEVICE)

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Assistant Commissioner for Patents
Washington, D.C. 20231

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign applications in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed:

- 1) Japanese Patent Application No. 2000-101619
Filed: April 3, 2000; and
- 2) Japanese Patent Application No. 2000-103347
Filed: April 5, 2000

In support of this claim, enclosed is a certified copy of each of said prior foreign applications. Said prior foreign applications were referred to in the oath or declaration.

Acknowledgment of receipt of these certified copies is requested.

Respectfully submitted,
BURNS, DOANE, SWECKER & MATHIS, L.L.P.

By: Matthew L. Schneider
Matthew L. Schneider
Registration No. 32,814

P.O. Box 1404
Alexandria, Virginia 22313-1404
(703) 836-6620

Date: August 3, 2001



本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2000年 4月 3日

出 願 番 号

Application Number:

特願2000-101619

出 願 人

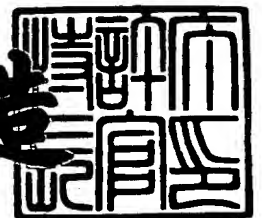
Applicant(s):

株式会社豊田中央研究所
トヨタ自動車株式会社
アイシン精機株式会社
株式会社デンソー

2001年 5月11日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

及 川 耕 造



出証番号 出証特2001-3039741

【書類名】 特許願

【整理番号】 TCP-00013

【提出日】 平成12年 4月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60C 19/00

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
 式会社豊田中央研究所内

 【氏名】 菅井 賢

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2 丁目1 番地 アイシン精機株式会
 社内

 【氏名】 安井 由行

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2 丁目1 番地 アイシン精機株式会
 社内

 【氏名】 吉田 強

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1 番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 大沼 豊

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1 番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 田中 亮

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市昭和町1 丁目1 番地 株式会社デンソー内

 【氏名】 沢田 護

【特許出願人】

 【識別番号】 000003609

 【氏名又は名称】 株式会社豊田中央研究所

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【特許出願人】

【識別番号】 000000011

【氏名又は名称】 アイシン精機株式会社

【特許出願人】

【識別番号】 000004260

【氏名又は名称】 株式会社デンソー

【代理人】

【識別番号】 100079049

【弁理士】

【氏名又は名称】 中島 淳

【電話番号】 03-3357-5171

【選任した代理人】

【識別番号】 100084995

【弁理士】

【氏名又は名称】 加藤 和詳

【電話番号】 03-3357-5171

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 006839

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9102478

【包括委任状番号】 9709128

【包括委任状番号】 9112016

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 制動トルク制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 複数の車輪の車輪速度をそれぞれ検出する車輪速度検出手段と、

前記車輪速度検出手段で検出された各車輪速度に基づいて、車輪スリップ速度に対する制動力の勾配である路面 μ 勾配をそれぞれ推定する路面 μ 勾配推定手段と、

前記路面 μ 勾配推定手段で推定された各路面 μ 勾配のうち、基準車輪の路面 μ 勾配と制御対象の車輪の路面 μ 勾配とに基づいて、前記制御対象の車輪の制動トルクを制御する制動トルク制御手段と、

を備えた制動トルク制御装置。

【請求項 2】 前記制動トルク制御手段は、前輪を基準車輪とし、後輪を制御対象の車輪とした場合において、前輪の路面 μ 勾配と後輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは後輪の制動トルクを保持又は減少し、前記偏差が所定値未満になったときは後輪の制動トルクを増加する請求項 1 記載の制動トルク制御装置。

【請求項 3】 前記制動トルク制御手段は、一方の後輪の制動トルクを保持又は減少するときは、他方の後輪の制動トルクをそのまま保持する請求項 2 記載の制動トルク制御装置。

【請求項 4】 前記制動トルク制御手段は、後輪を基準車輪とし、前輪を制御対象の車輪とした場合において、前輪の路面 μ 勾配と後輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは前輪の制動トルクを増加し、前記偏差が所定値未満になったときは前輪の制動トルクを保持又は減少する請求項 1 記載の制動トルク制御装置。

【請求項 5】 前記制動トルク制御手段は、旋回内輪を基準車輪とし、旋回外輪を制御対象の車輪とした場合において、旋回内輪の路面 μ 勾配と旋回外輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは旋回外輪の制動トルクを増加し、前記偏差が所定値未満になったときは旋回外輪の制動トルクを保持又は減少す

る請求項 1 記載の制動トルク制御装置。

【請求項 6】 前記制動トルク制御手段は、旋回外輪を基準車輪とし、旋回内輪を制御対象の車輪とした場合において、旋回外輪の路面 μ 勾配と旋回内輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは旋回内輪の制動トルクを保持又は減少し、前記偏差が所定値未満になったときは旋回内輪の制動トルクを増加する請求項 1 記載の制動トルク制御装置。

【請求項 7】 前記制動トルク制御手段は、旋回内側前輪、旋回外側前輪、旋回内側後輪、旋回外側後輪の 1 つを基準車輪とし、他の少なくとも 1 つを制御対象の車輪として、制動トルクを制御する請求項 1 記載の制動トルク制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、制動トルク制御装置に係り、特に、車両のブレーキ制御に用いて好適な制動トルク制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

車両の各車輪の制動力を制御するためには、車両の姿勢（ヨー運動）を適切に保ちながら各車輪の制動能力を最大限に発揮することが必要である。しかし、直進制動時と旋回制動時を考えると、減速性能と車両安定性は背反の関係にある。すなわち、後輪の制動力を増加させれば減速性能は向上するものの、反対に後輪のコーナリングフォースが低下するために車両安定性が犠牲になる。

【0003】

この背反事項を両立するために、特開平 5 - 2 7 8 5 8 5 号公報では車輪スリップに基づいて後輪制動液圧を制御する装置が開示され、特開昭 6 3 - 1 3 8 5 1 公報では旋回状態に基づいて左右の制動力を調整する装置などが開示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、これらの技術は、ブレーキの際にはタイヤのグリップ力を判定するこ

となく車輪の制動力を制御しているので、制動性能を上げるにつれて車両安定性が悪くなってしまう問題があった。また、車両の走行状態によっては各車輪の制動力が異なるものの、上述した技術は各車輪に同等の制動トルクを与えてした。これにより、車両の走行状態によっては車両安定性が非常に悪くなってしまうこともあった。

【0005】

本発明は、上述した問題点を解消するためになされたものであり、車両の走行状態によらず、ブレーキの際にも安定して車両を走行させることができる制動トルク制御装置を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

請求項1記載の発明は、複数の車輪の車輪速度をそれぞれ検出する車輪速度検出手段と、前記車輪速度検出手段で検出された各車輪速度に基づいて、車輪スリップ速度に対する制動力の勾配である路面 μ 勾配をそれぞれ推定する路面 μ 勾配推定手段と、前記路面 μ 勾配推定手段で推定された各路面 μ 勾配のうち、基準車輪の路面 μ 勾配と制御対象の車輪の路面 μ 勾配とに基づいて、前記制御対象の車輪の制動トルクを制御する制動トルク制御手段と、を備えたものである。

【0007】

請求項1記載の発明によれば、路面 μ 勾配推定手段は、車両の各車輪についての路面 μ 勾配を推定する。ここで、路面 μ 勾配は車輪のグリップ度を示す指標であることから、ブレーキの際の各車輪のグリップ度を推定することになる。制動トルク制御手段は、基準車輪の路面 μ 勾配と制御対象の車輪の路面 μ 勾配とに基づいて、制御対象の車輪の制動トルクを制御する。例えば、制御対象の車輪の路面 μ 勾配が基準車輪の路面 μ 勾配よりも高い場合は、制御対象の車輪のグリップ力に余裕があることが分かる。このとき、制御対象の車輪の制動トルクを増すことによって、車両の安定性を維持しながら減速性能を向上させる。一方、制御対象の車輪の路面 μ 勾配が基準車輪の路面 μ 勾配よりも低い場合は、制御対象の車輪のグリップ力に余裕がなく限界に近いことが分かる。このとき、制御対象の車輪の制動トルクを減らすことによって、車両の安定性を維持するようにしている

【 0 0 0 8 】

前記制動トルク制御手段は、請求項 2 の発明のように、前輪を基準車輪とし、後輪を制御対象の車輪とした場合において、前輪の路面 μ 勾配と後輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは後輪の制動トルクを保持又は減少し、前記偏差が所定値未満になったときは後輪の制動トルクを増加するようにしてもよい。

【 0 0 0 9 】

前記制動トルク制御手段は、請求項 3 記載の発明のように、一方の後輪の制動トルクを保持又は減少するときは、他方の後輪の制動トルクをそのまま保持してもよい。

【 0 0 1 0 】

前記制動トルク制御手段は、請求項 4 記載の発明のように、後輪を基準車輪とし、前輪を制御対象の車輪とした場合において、前輪の路面 μ 勾配と後輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは前輪の制動トルクを増加し、前記偏差が所定値未満になったときは前輪の制動トルクを保持又は減少してもよい。

【 0 0 1 1 】

前記制動トルク制御手段は、請求項 5 記載の発明のように、旋回内輪を基準車輪とし、旋回外輪を制御対象の車輪とした場合において、旋回内輪の路面 μ 勾配と旋回外輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは旋回外輪の制動トルクを増加し、前記偏差が所定値未満になったときは旋回外輪の制動トルクを保持又は減少してもよい。

【 0 0 1 2 】

前記制動トルク制御手段は、請求項 6 記載の発明のように、旋回外輪を基準車輪とし、旋回内輪を制御対象の車輪とした場合において、旋回外輪の路面 μ 勾配と旋回内輪の路面 μ 勾配との偏差が所定値以上になったときは旋回内輪の制動トルクを保持又は減少し、前記偏差が所定値未満になったときは旋回内輪の制動トルクを増加してもよい。

【 0 0 1 3 】

前記制動トルク制御手段は、請求項 7 記載の発明のように、旋回内側前輪、旋回外側前輪、旋回内側後輪、旋回外側後輪の 1 つを基準車輪とし、他の少なくとも 1 つを制御対象の車輪として、制動トルクを制御してもよい。

【0014】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態について図 1 乃至図 1 9 を参照しながら詳細に説明する。

（第 1 の実施の形態）

本発明は、ABS (Antilock Braking System) 制御の可能な車両に用いることができ、例えば図 1 に示す構成の制動力制御装置 1 に適用することができる。

【0015】

制動力制御装置 1 は、車両の各車輪の車輪速度を検出する車輪速センサ 1 1 と、路面の路面 μ 勾配を推定する路面 μ 勾配推定回路 1 2 と、基準車輪の路面 μ 勾配と制御対象の車輪の路面 μ 勾配との偏差を演算する偏差演算回路 1 3 と、前記偏差の演算結果に基づいて制動力を制御する制動力制御回路 1 4 と、制動力制御回路 1 4 によってブレーキの液圧が制御される液圧回路 1 5 とを備えている。

【0016】

各回路は、図 2 に示すように、最初に初期化される（ステップ S T 1）。そして、各センサに信号が入力されると（ステップ S T 2）、車輪速センサ 1 1 は車輪速度を演算する（ステップ S T 3）。さらに、車輪減速度、推定車体速度、実スリップ率が演算される（ステップ S T 4 からステップ S T 6）。なお、車両減速度は、車輪速センサ 1 1 の出力信号に基づいて得ることができるが、前後 G センサを有する場合にはその出力信号を利用して得ることもできる。

【0017】

路面勾配推定回路 1 2 は、車輪速センサ 1 1 からの各車輪の車輪速度に基づいて、各車輪の路面 μ 勾配を推定し（ステップ S T 7）、これらの路面 μ 勾配を偏差演算回路 1 3 に供給する。なお、路面勾配推定回路 1 2 の詳細な内容については後述する。

【0018】

ステップST7の処理後、制動力制御回路14は、ABS制御中であるかを判定し（ステップST8）、ABS制御中であつたときはABS制御が終了したかを判定する（ステップST9）。ABS制御が終了したときはステップST2に戻り、ABS制御が終了していないときはそのままABS制御を行う（ステップST10）。そして、ABS制御が終了したらステップST2に戻る。

【0019】

一方、制動力制御回路14は、ステップST8でABS制御中でないと判定したときは、ABS制御を開始したかを判定する（ステップST11）。制動力制御回路14は、ABSの制御を開始したときはステップST10に移行し、ABS制御を開始していないときは制動力配分制御中であるかを判定する（ステップST12）。

【0020】

制動力制御回路14は、ステップST12で制動力配分中であると判定したときは、制動力配分制御が終了したかを判定する（ステップST13）。そして、それが終了したときはステップST2に戻り、それが終了していないときはステップST15に進む。一方、制動力制御回路14は、ステップST12で制動力配分制御中でないと判定したときは、制動力配分制御を開始したかを判定し（ステップST14）、それを開始したときはステップST15に進み、それを開始していないときはステップST2に戻る。

【0021】

そして、制動力制御回路14は、制動力配分制御を行い（ステップST15）、それが終了すると再びステップST2に戻る。ここでは最初に、偏差演算回路13が、制御対象の車輪の路面 μ 勾配 K から基準車輪の路面 μ 勾配 K^* を減じて、路面 μ 勾配の偏差（ $K - K^*$ ）を算出する。そして、制動力制御回路14は、この偏差に基づいて車両の制動力の配分を行う。具体的には、制動力制御回路14は、図3に示すステップST21からステップST25までの処理を行っている。

【0022】

制動力制御回路14は、偏差（ $K - K^*$ ）がC1より小さいかを判定し（ステ

ップST21)、小さいときは減圧制御を行う(ステップST22)。このとき、制動力制御回路14は、偏差($K-K^*$)がC1より小さくなるに従って、制御対象となる車輪の制動トルク減少量(ブレーキ液の減圧量)を大きくする。

【0023】

制動力制御回路14は、ステップST21で偏差($K-K^*$)がC1より小さくないと判定したときは、次に、それがC2より大きいかを判定し(ステップST23)、それがC2より大きいときは増圧制御を行う(ステップST24)。このとき、制動力制御回路14は、偏差($K-K^*$)がC2より大きくなるに従って、制御対象となる車輪の制動トルク増加量(ブレーキ液の増圧量)を大きくする。

【0024】

制動力制御回路14は、ステップST23で偏差($K-K^*$)がC2より小さくないと判定したときは、次に、保持制御を行う(ステップST25)。このとき、制動力制御回路14は、制御対象となる車輪の制動トルク(液圧)を現在の状態に保持する。このように、制動力制御回路14は、ステップST23からステップST25のいずれか1つの制御モードに移行すると、そのモードに応じて液圧回路15の制御対象となる車輪のブレーキ液の液圧を制御する。

(液圧回路15)

ここで、液圧回路15は、ABS制御も可能になっており、図4に示す構成になっている。具体的には、液圧回路15は、ブレーキペダル21の踏力に応じた液圧のブレーキ液を排出するマスタシリンダ22と、液圧の増加・減少・保持を行うソレノイドSOL1～SOL8と、ブレーキ液を一時的に溜めるリザーバ23(23F, 23R)と、リザーバ23に溜められた油を汲み上げるポンプ24(24F, 24R)と、ポンプ24の原動力となるモータ25と、液圧に応じたブレーキ力で車輪を制御するホイールシリンダ26(26FL, 26FR, 26RL, 26RR)と、所定方向への高圧ブレーキ液の流入を抑制するチェックバルブ27～30とを備えている。

【0025】

ソレノイドSOL1とソレノイドSOL2、ソレノイドSOL3とソレノイド

SOL4、ソレノイドSOL5とソレノイドSOL6、ソレノイドSOL7とソレノイドSOL8は、それぞれ液压通路を介して直列に接続されている。これらの直列に接続された1組のソレノイドSOLは、それぞれ、一方側はマスタシリンダ22に接続され、他方側はリザーバ23に接続されている。

【0026】

ソレノイドSOL1, SOL3, SOL5, SOL7の各ポートの間には、それぞれ、ブレーキ液を供給するための液压通路が設けられている。これらの液压通路には、ホイルシリンダ26側のポートからマスタシリンダ22側のポートに高压のブレーキ液が流入しないようにするためのチェックバルブ27~30が設けられている。ホイルシリンダ26FL, 26FR, 26RL, 26RRは、直列に接続された2つのソレノイドSOLの接続箇所X, Y, Z, Vに対して、それぞれ液压通路を介して接続している。

【0027】

また、リザーバ23は、減圧制御モードのときに、ホイルシリンダ26から戻されてくるブレーキ液を溜める。ポンプ24は、ABS制御が行われている時にモータ25によって駆動され、リザーバ23に溜められたブレーキ液を汲み上げ、チェックバルブを介してマスタシリンダ22に供給する。

【0028】

上述した制動力制御回路14は、このような構成の液压回路15に対して、任意のソレノイドSOLを通電して任意のホイルシリンダ26の液压を調整（増加・減少・保持）することによって、所望の車輪の制動トルクを制御することができる。

【0029】

以上のように、制動力制御装置1は、基準車輪の路面 μ 勾配に基づいて制御対象の車輪の制動トルクを制御することによって、ブレーキ制御時においても常に各車輪のグリップ力を維持して、安定して車両を走行させることができる。すなわち、制動力制御装置1は、車輪のグリップ度の指標である路面 μ 勾配に基づいて制御対象の車輪の制動トルクを制御するので、常に各車輪のグリップ度を把握しながら、安定して車両を走行させることができる。

【 0 0 3 0 】

例えば、基準車輪の車輪スリップに対する制動力が、図 5 (A) に示すような特性になっていたとする。このとき、路面 μ 勾配を K^* とする。ここで、制御対象の車輪の路面 μ 勾配が $K_A (< K^*)$ であるとする、その車輪の車輪スリップに対する制動力は図 5 (B) に示すような特性になる。この特性によると、車輪のグリップ度はほぼ限界に達している、タイヤのグリップ度を回復させるために制動トルクを減じる必要がある。そこで、制動力制御回路 1 4 は、液圧回路 1 5 における制御対象の車輪の液圧を減じて、その車輪の制動力を減じることによって、その車輪のグリップ力を回復している。

【 0 0 3 1 】

一方、制御対象の車輪の路面 μ 勾配が $K_B (> K^*)$ であるとする、その車輪の車輪スリップに対する制動力は図 5 (C) に示すような特性になる。この特性によると、車輪のグリップ度は限界までには余裕があるので、タイヤのグリップ度をさらに有効に利用するために制動トルクを増加させる必要がある。そこで、制動力制御回路 1 4 は、液圧回路 1 5 における制御対象の車輪の液圧を増し、その車輪の制動力を増加することによって、その車輪のグリップ力をさらに大きくしている。

(基準車輪の選択)

つぎに、基準車輪の選択について、減速しながら左に旋回している 4 輪車両を例に挙げて説明する。

【 0 0 3 2 】

例えば図 6 に示すように、旋回内側前輪を基準車輪に設定し旋回内側後輪を制御対象の車輪としてもよい。同様にして、旋回外側前輪を基準車輪に設定し旋回外側後輪を制御対象の車輪としてもよい。

【 0 0 3 3 】

また、図 7 に示すように、図 6 と同様にして基準車輪と制御車輪とを決定し、さらに 2 つの後輪のうち路面 μ 勾配の低い方又は制動トルクの低い方に合わせていわゆるセレクトロー制御を行ってもよい。このように、セレクトロー制御を行うことによって、車両安定性を更に向上させることができる。セレクトロー制御

は、路面 μ が低い場合や旋回が大きい場合のように車両安定性が特に必要とされる場合にのみ選択されるようにしてもよい。

【 0 0 3 4 】

図 8 に示すように、2 つの前輪の路面 μ 勾配の平均又は 2 つの前輪のいずれかの路面 μ 勾配を基準車輪の路面 μ 勾配とし、それぞれの後輪を制御するようにしてもよい。さらに、図 9 に示すように、図 8 と同様にして基準車輪と制御車輪とを決定し、さらに 2 つの後輪のうち路面 μ 勾配の低い方又は制動トルクの低い方に合わせていわゆるセレクトロー制御を行ってもよい。

【 0 0 3 5 】

図 1 0 に示すように、旋回外側前輪を基準車輪に設定し旋回内側前輪を制御対象の車輪とし、旋回外側後輪を基準車輪に設定し旋回内側後輪を制御対象の車輪としてもよい。このとき、図 1 1 に示すように、2 つの旋回外側車輪の路面 μ 勾配の平均又はそれらの 2 つの車輪のいずれかの路面 μ 勾配を基準車輪の路面 μ 勾配とし、旋回内側の車輪を制御するようにしてもよい。

【 0 0 3 6 】

図 1 2 に示すように、旋回内側前輪を基準車輪に設定し旋回外側前輪を制御対象の車輪とし、旋回内側後輪を基準車輪に設定し旋回外側後輪を制御対象の車輪としてもよい。このとき、図 1 3 に示すように、2 つの旋回内側車輪の路面 μ 勾配の平均又はそれらの 2 つの車輪のいずれかの路面 μ 勾配を基準車輪の路面 μ 勾配とし、旋回外側の車輪を制御するようにしてもよい。

【 0 0 3 7 】

図 1 4 に示すように、旋回内側前輪を基準車輪とし、他の車輪を制御対象の車輪としてもよい。同様にして、図 1 5 に示すように旋回外側前輪を基準車輪とし、他の車輪を制御対象の車輪としてもよい。図 1 4 及び図 1 5 においては、制御対象となる車輪に対してセレクトロー制御を行ってもよい。

【 0 0 3 8 】

また、図 1 6 に示すように、旋回内側後輪を基準車輪とし、他の車輪を制御対象の車輪としてもよい。同様にして、図 1 7 に示すように旋回外側後輪を基準車輪とし、他の車輪を制御対象の車輪としてもよい。

【 0 0 3 9 】

なお、本発明は、基準車輪の選択については上述したものに限定されず、基準車輪の路面 μ 勾配を用いて他の車輪を制御するものであれば、他の選択方法についても同様にして適用することができる。

【 0 0 4 0 】

また、本実施の形態では図 2 及び図 3 に示すフローチャートに従って制動力分配制御を行っていたが、以下の 5 つすべての条件を満たす時に制動力分配制御を行ってもよい。

1. 運転手のブレーキ操作がある
2. A B S 制御中ではない
3. $K - K^* < C 1$ 又は $K - K^* > C 2$
4. 車両減速度が所定値以上
5. 車両旋回状態が所定値以上

ここで、運転手のブレーキ操作の有無については、ストップスイッチのオン／オフによって判定することができる。また、ブレーキペダルのストロークセンサ、踏力センサや液圧センサを有する場合には、これらのセンサからの信号を利用してもよい。車両旋回状態は、左右の車輪速度の差から求めることができ、さらに、操舵角センサ、ヨーレートセンサ、横 G センサを有する場合にはこれらのセンサの出力信号を利用して求めることもできる。なお、 $K - K^* > C 2$ の条件を省略すれば、運転手の操作以上には制動トルクを増加させないようにすることができる。

(他の実施の形態)

上述した実施の形態では図 4 に示す液圧回路 1 5 を例に挙げて説明したが、図 1 8 に示す構成の液圧回路 1 5 A を用いてもよい。なお、図 1 8 については、図 1 5 と同じ部位に対しては同じ符号を付し、詳細な説明は省略する。

【 0 0 4 1 】

液圧回路 1 5 A は、ブレーキペダル 2 1 の踏力に応じた液圧のブレーキ液を排出するマスタシリンダ 2 2 と、液圧の増加・減少・保持を行うソレノイド S O L 1 ～ S O L 1 2 と、ブレーキ液を一時的に溜めるリザーバ 2 3 と、リザーバ 2 3

に溜められた油を汲み上げるポンプ24と、ポンプの原動力となるモータ25と、液圧に応じたブレーキ力で車輪を制御するホイールシリンダ26（26FL, 26FR, 26RL, 26RR）と、所定の方向への高圧ブレーキ液の流入を抑制するチェックバルブ27～30, 41～44とを備えている。なお、ソレノイドSOL1～SOL8と、各ホイールシリンダ26と、チェックバルブ27～30との関係は、図4と同様である。

【0042】

ソレノイドSOL9の一方のポートは、マスタシリンダ22に接続されている。その他方のポートは、ソレノイドSOL1, SOL3のマスタシリンダ22側のポートに接続されている。ソレノイドSOL12の一方のポートは、マスタシリンダ22に接続されている。その他方のポートは、ソレノイドSOL5, SOL7のマスタシリンダ22側のポートに接続されている。

【0043】

ソレノイドSOL9, SOL12の各ポートの間には、それぞれ、ブレーキ液を供給するための液圧通路が2本平行して設けられている。これらの液圧通路には、高圧のブレーキ液が流入しないようにするためのチェックバルブ41～44が設けられている。

【0044】

ソレノイドSOL10, SOL12の一方のポートは、マスタシリンダ22に接続されている。その他方のポートは、チェックバルブを介してリザーバ23F', 23R' に接続されている。

【0045】

ポンプ24は、リザーバ23F, 23Rに溜められたブレーキ液を、チェックバルブを介して汲み上げ、一旦リザーバ23F', 23R' に溜めて、そしてマスタシリンダ22に供給する。

【0046】

上述した制動力制御回路14は、このような構成の液圧回路15Aに対しても、任意のソレノイドSOLを通電して任意のホイールシリンダ26の液圧を調整（増加・減少・保持）することによって、所望の車輪の制動トルクを制御すること

ができる。

(路面勾配推定回路 1 2)

ここで、路面勾配推定回路 1 2 の具体的な内容について詳細に説明する。本実施の形態に係る路面勾配推定回路 1 2 は、路面外乱 ΔT_d のみが加振入力として車輪共振系に入力されている場合に μ 勾配を演算するものである。

【0 0 4 7】

路面勾配推定回路 1 2 は、図 1 9 に示すように、車輪速センサ 1 1 で検出された各車輪の車輪速度 ω_1 から路面外乱 ΔT_d を受けた車輪共振系の応答出力としての各車輪の車輪速振動 $\Delta \omega_1$ を検出する前処理フィルタ 5 1 と、検出された車輪速振動 $\Delta \omega_1$ を満足するような各車輪の伝達関数を最小自乗法を用いて同定する伝達関数同定回路 5 2 と、同定された伝達関数に基づいてタイヤと路面との間の摩擦係数 μ の勾配を各車輪毎に演算する μ 勾配演算回路 5 3 と、から構成される。

【0 0 4 8】

前処理フィルタ 5 1 は、本車輪共振系の共振周波数と予想される周波数を中心として一定の帯域の周波数成分のみを通過させるバンドパスフィルタや、該共振周波数成分を含む高帯域の周波数成分のみを通過させるハイパスフィルタなどで構成することができる。このバンドパスフィルタ或いはハイパスフィルタの周波数特性を規定するパラメータを一定値に固定したものである。

【0 0 4 9】

なお、この前処理フィルタ 5 1 の出力は、直流成分を除去したものとする。すなわち、車輪速度 ω_1 の回りの車輪速振動 $\Delta \omega_1$ のみが抽出される。

【0 0 5 0】

いまここで、前処理フィルタ 5 1 の伝達関数 $F(s)$ を、

【0 0 5 1】

【数 1】

$$F(s) = \frac{1}{\sum_{i=0}^m c_i s^{m-i}} \quad (1)$$

【0052】

とする。ただし、 c_i はフィルタ伝達関数の係数、 s はラプラス演算子である。

【0053】

次に、伝達関数同定回路 52 が依拠する演算式を導出しておく。なお、本実施の形態では、前処理フィルタ 51 の演算を、伝達関数同定回路 52 の演算に含めて実施する。

【0054】

まず、同定すべき伝達関数は、路面外乱 ΔT_d を加振入力として、このとき前処理フィルタ 51 により検出された車輪速振動 $\Delta \omega_1$ を応答出力とする 2 次のモデルとする。すなわち、

【0055】

【数 2】

$$\Delta \omega_1 = \frac{b_2}{\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i}} \Delta T_d + v_1 a_0 = 1 \quad (2)$$

【0056】

の振動モデルを仮定する。ここに、 v は車輪速信号を観測するときに含まれる観測雑音である。(2)式を変形すると、次式を得る。

【0057】

【数 3】

$$\sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} \Delta \omega_1 = b_2 \Delta T_d + \sum_{i=0}^2 a_i s^{2-i} v \quad (3)$$

【 0 0 5 8 】

まず、(3)式に(1)式の前処理フィルタを掛けて得られた式を離散化する。このとき、 $\Delta \omega_1$ 、 ΔT_d 、 v は、サンプリング周期 T_s 毎にサンプリングされた離散化データ $\Delta \omega_1(k)$ 、 $\Delta T_d(k)$ 、 $v(k)$ (k はサンプリング番号： $k=1,2,3,\dots$) として表される。また、ラプラス演算子 s は、所定の離散化手法を用いて離散化することができる。本実施の形態では、1例として、次の双一次変換により離散化するものとする。なお、 d は1サンプル遅延演算子である。

【 0 0 5 9 】

【数 4】

$$S = -\frac{2}{T_s} \frac{1-d}{1+d}$$

【 0 0 6 0 】

また、前処理フィルタの次数 m は、2以上が望ましいので、本実施の形態では、演算時間も考慮して $m=2$ とし、これによって次式を得る。

【 0 0 6 1 】

【数 5】

$$\sum_{i=0}^2 a_i \zeta_{y_i}(\kappa) = b_2 \zeta_{u_2}(\kappa) + \sum_{i=0}^2 a_i \zeta_{v_i}(\kappa) \quad (4)$$

ただし、

$$\zeta_{y_1}(\kappa) = \left(\frac{T_3}{2} \right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) \Delta \omega_1(\kappa) \quad (5)$$

$$\zeta_{u_2}(\kappa) = \left(\frac{T_3}{2} \right)^2 (1+d)^2 F_0(d) \Delta T_d(k) \quad (6)$$

$$\zeta_{v_i}(\kappa) = \left(\frac{T_3}{2} \right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i} F_0(d) v(\kappa) \quad (7)$$

$$F_0(d) = \frac{1}{\sum_{i=0}^2 c_i \left(\frac{T_3}{2} \right)^i (1+d)^i (1-d)^{2-i}} \quad (8)$$

【0062】

また、最小自乗法に基づいて、車輪速振動 $\Delta \omega_1$ の各データから伝達関数を同定するために、(4)式を、同定すべきパラメータに関して一次関数の形式となるように、次式のように変形する。なお、“T”を行列の転置とする。

【0063】

【数 6】

$$\zeta_{y_0}(\kappa) = \zeta^T(\kappa) \theta + \gamma(\kappa) \quad (9)$$

ここに、

$$\begin{aligned} \zeta(\kappa) &= [-\zeta_{v_1}(\kappa) - \zeta_{v_2}(\kappa)]^T \\ \theta &= [a_1 a_2]^T \\ \gamma(\kappa) &= b_2 \zeta_{u_2}(\kappa) + \sum_{i=0}^2 a_i \zeta_{v_i}(\kappa) \end{aligned} \quad (10)$$

【0064】

上式において、 θ が同定すべき伝達関数のパラメータとなる。

【0065】

伝達関数同定回路 52 では、検出された車輪速振動 $\Delta \omega 1$ の離散化データを(9)式に順次当てはめた各データに対し、最小自乗法を適用することによって、未知パラメータ θ を推定し、これにより伝達関数を同定する。

【0066】

具体的には、検出された車輪速振動 $\Delta \omega 1$ を離散化データ $\Delta \omega(k)$ ($k=1, 2, 3, \dots$)に変換し、該データをN点サンプルし、次式の最小自乗法の演算式を用いて、伝達関数のパラメータ θ を推定する。

【0067】

【数7】

$$\hat{\theta}(N) = \left(\sum_{\kappa=1}^N \rho^{N-\kappa} \zeta(\kappa) \zeta^T(\kappa) \right)^{-1} \left(\sum_{\kappa=1}^N \rho^{N-\kappa} \zeta(\kappa) \zeta_{y_0}(\kappa) \right) \quad (11)$$

【0068】

ここに、記号“ $\hat{}$ ”の冠した量をその推定値と定義することにする。

【0069】

また、上記最小自乗法は、次の漸化式によってパラメータ θ を求める逐次型最小自乗法として演算してもよい。

【0070】

【数8】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\zeta_{y_0}(N) - \zeta^T(N) \hat{\theta}(N-1)] \quad (12)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1) \zeta(N)}{\rho + \zeta^T(N) P(N-1) \zeta(N)} \quad (13)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \{I - h(N) \zeta^T(N)\} P(N-1) \quad (14)$$

【0071】

ここに、 ρ は、いわゆる忘却係数で、通常は 0.95～0.99 の値に設定する。このとき、初期値は、

【0072】

【数9】

$$\hat{\theta}(-1)=0, P(-1)=\alpha I, \alpha: \text{十分大きな正数}$$

【0073】

とすればよい。

【0074】

また、上記最小自乗法の推定誤差を低減する方法として、種々の修正最小自乗法を用いてもよい。本実施の形態では、補助変数を導入した最小自乗法である補助変数法を用いた例を説明する。該方法によれば、(9)式の関係が得られた段階で $m(k)$ を補助変数として、次式を用いて伝達関数のパラメータを推定する。

【0075】

【数10】

$$\hat{\theta}(N) = \left(\sum_{\kappa=1}^N \rho^{N-\kappa} m(\kappa) \zeta^T(\kappa) \right)^{-1} \left(\sum_{\kappa=1}^N \rho^{N-\kappa} m(\kappa) \zeta y_0(\kappa) \right) \quad (15)$$

【0076】

また、逐次演算は、以下のようなになる。

【0077】

【数 11】

$$\hat{\theta}(N) = \hat{\theta}(N-1) + h(N) [\zeta_{yo}(N) - \zeta^T(N) \hat{\theta}(N-1)] \quad (16)$$

$$h(N) = \frac{P(N-1)m(N)}{\rho + \zeta^T(N)P(N-1)m(N)} \quad (17)$$

$$P(N) = \frac{1}{\rho} \{I - h(N) \zeta^T(N)\} P(N-1) \quad (18)$$

【0078】

補助変数法の原理は、以下の通りである。(15)式に(9)式を代入すると、

【0079】

【数 12】

$$\hat{\theta}(N) = \theta + \left(\sum_{\kappa=1}^N \rho^{N-\kappa} m(\kappa) \zeta^T(\kappa) \right)^{-1} \left(\sum_{\kappa=1}^N \rho^{N-\kappa} m(\kappa) y(\kappa) \right) \quad (19)$$

【0080】

となるので、(19)式の右辺第2項が零となるように補助変数を選べば θ の推定値は、 θ の真値に一致する。そこで、本実施の形態では、補助変数として、 $\zeta(k) = [-\xi y_1(k) - \xi y_2(k)]^T$ を式誤差 $r(k)$ と相関を持たないほどに遅らせたものを利用する。すなわち、

【0081】

【数 13】

$$m(k) = [-\zeta_{y_1}(k-L) - \zeta_{y_2}(k-L)]^T \quad (20)$$

【0082】

とする。ただし、 L は遅延時間である。

【0083】

上記のようにして伝達関数を同定した後、 μ 勾配演算回路53において、路面

μ 勾配 D0 に関係する物理量を、

【0084】

【数14】

$$\frac{\hat{a}_2}{\hat{a}_1} = \frac{D_0}{J_1 + J_2} \quad (21)$$

【0085】

と演算する。このように(21)式により路面 μ 勾配 D0 に関係する物理量を演算できると、例えば、該物理量が小さいとき、タイヤと路面との間の摩擦特性が飽和状態であると容易に判定できる。

【0086】

以上説明した路面勾配推定回路 12 は前処理フィルタ 51 では、バンドパスフィルタ或いはハイパスフィルタの周波数特性を規定するパラメータを一定値に固定したものであるが、このパラメータを伝達関数同定回路 52 で同定されたパラメータに適応させて変化させるようにしてもよい。即ち、伝達関数同定回路 52 で同定されたパラメータに応じて前処理フィルタ 51 の特性を変化させる適応回路を更に設けてもよい（特開平11-78843号公報の第1の実施の形態の第2の態様（図9等参照））。

【0087】

また、路面勾配推定回路 12 は、励振トルク $\Delta T1$ が加振入力として車輪共振系に入力されている場合に車輪共振系の伝達関数を同定して、路面 μ 勾配を演算するようにしてもよい（特開平11-78843号公報の第3の実施の形態の第1の態様（図13等参照））。

【0088】

更に、路面勾配推定回路 12 は、励振トルク $\Delta T1$ が加振入力として車輪共振系に入力されている場合において、検出された加振入力と応答出力とから車輪共振系の伝達関数を同定するようにしてもよい（特開平11-78843号公報の第4の実施の形態の第1の態様（図16等参照））。

【0089】

加えて、路面勾配推定回路 1 2 は、応答出力の内、周期的な信号である応答出力のみを選別し、選別された応答出力に基づいて車輪共振系の伝達関数を同定し、 μ 勾配を演算するようにしてもよい（特開平 11-78843 号公報の第 5 の実施の形態（図 1 8 等参照））。

【 0 0 9 0 】

以上説明した例では、タイヤと路面との間の摩擦特性を含む車輪共振系への加振入力に対する応答出力を検出し、加振入力から応答出力までの車輪共振系の伝達特性を、少なくともタイヤと路面との間のすべり易さに関する物理量を車輪状態の未知要素として含む振動モデルで表し、該振動モデルに基づいて、少なくとも上記検出された応答出力を略満足させるような未知要素を推定するものである。

【 0 0 9 1 】

本発明はこれに限定されるものではなく、車輪速度信号からバネ下共振特性を表す物理モデルのパラメータを同定し、同定したパラメータから路面と車輪との間の滑り易さに関する物理量を推定する物理量として、路面 μ 勾配を演算してもよい（特願平 10-281660 号の実施の形態の欄等参照）。

【 0 0 9 2 】

ところで、以上説明した例では、路面と車輪との間の滑り易さに関する物理量として、路面 μ 勾配を演算しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、スリップ速度に対する制動トルクの勾配（制動トルク勾配）、スリップ速度に対する駆動トルクの勾配（駆動トルク勾配）、及び微小振動等を求めるようにしてもよい。

【 0 0 9 3 】

即ち、所定のサンプル時間毎に検出された車輪速度の時系列データに基づいて、制動トルク勾配や駆動トルク勾配を演算してもよい（特開平 10-114263 号公報（図 1 等参照））。

【 0 0 9 4 】

また、所定のサンプル時間毎に検出された車輪減速度の時系列データ、及び所定のサンプル時間毎に検出されたブレーキトルク又は該ブレーキトルクに関連し

た物理量の時系列データに基づいて、制動トルク勾配を演算してもよい（特開平10-114263号公報（図2、図3等参照））。

【0095】

更に、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ力を微小励振し、ブレーキ力を微小励振した場合のブレーキ力の微小振幅に対する車輪速度の共振周波数成分の微小振幅の比である微小ゲインを演算してもよい（特開平10-114263号公報（図4等参照））。

【0096】

【発明の効果】

本発明に係る制動力制御装置は、路面 μ 勾配推定手段で推定された各路面 μ 勾配のうち、基準車輪の路面 μ 勾配と制御対象の車輪の路面 μ 勾配とに基づいて、制御対象の車輪の制動トルクを制御することによって、制御対象となる車輪のグリップ力に応じてその車輪の制動トルクの増減を独立して行うので、ブレーキ中であっても安定して車両を走行させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施の形態に係る制動力制御装置の概略的な構成を示すブロック図である。

【図2】

制動力制御装置の動作内容を説明するフローチャートである。

【図3】

制動力制御装置の制動力配分についての動作内容を説明するフローチャートである。

【図4】

制動力制御装置に備えられた液圧回路の具体的な構成を示す回路図である。

【図5】

基準車輪及び制御対象の車輪について、車輪スリップに対する制動力の特性を示す図である。

【図6】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 7】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 8】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 9】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 0】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 1】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 2】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 3】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 4】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 5】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 6】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 7】

4 輪車両における基準車輪と制御対象の車輪を説明する図である。

【図 1 8】

液圧回路の他の例を示す回路図である。

【図 1 9】

制動力制御装置に備えられた路面勾配推定回路の具体的な構成を示すブロック図である。

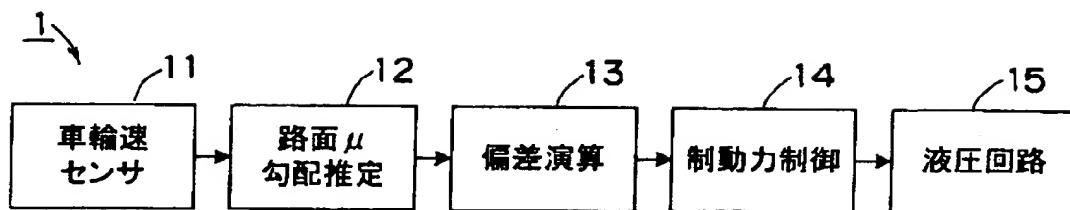
【符号の説明】

- 1 1 車輪速センサ
- 1 2 路面勾配推定回路
- 1 3 偏差演算回路
- 1 4 制動力制御回路
- 1 5 液圧回路

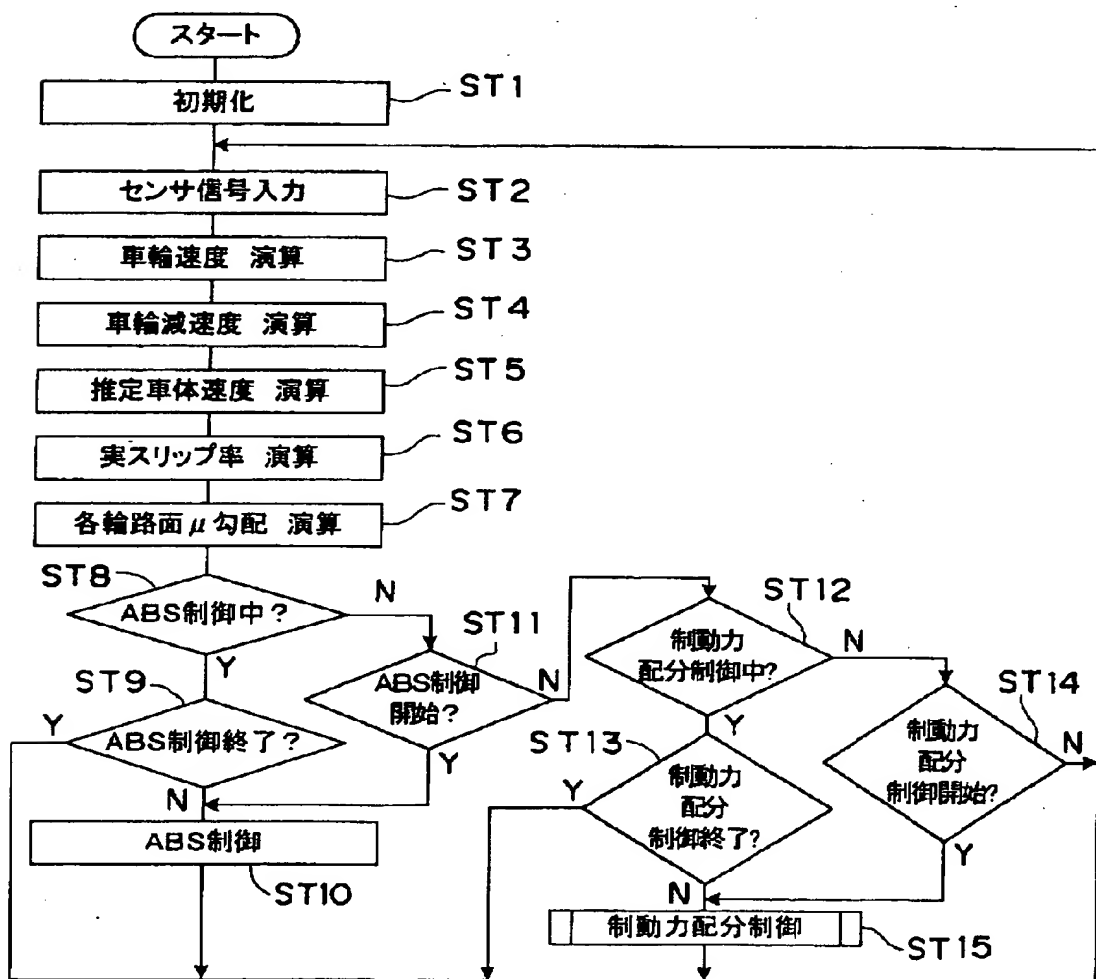
【書類名】

図面

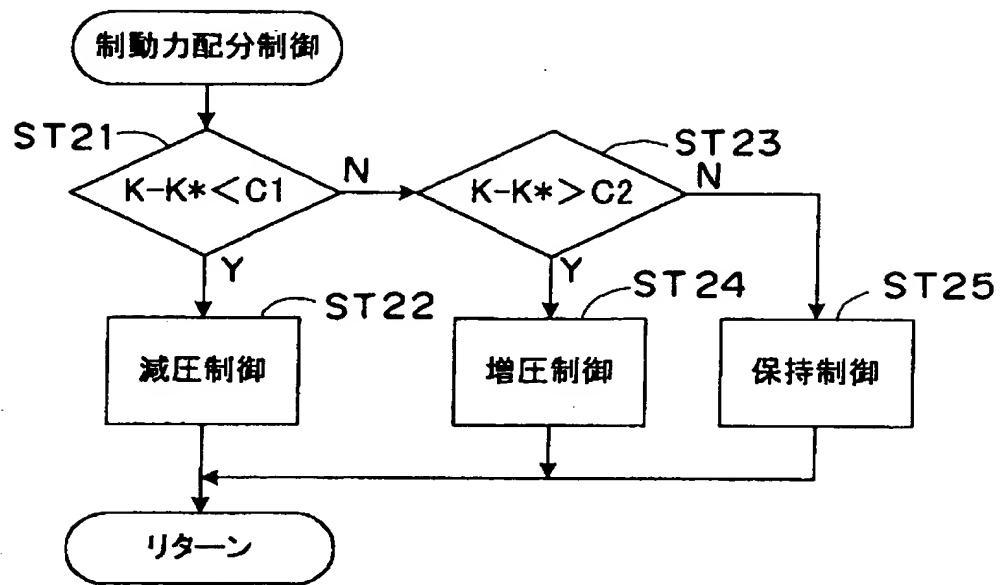
【図 1】



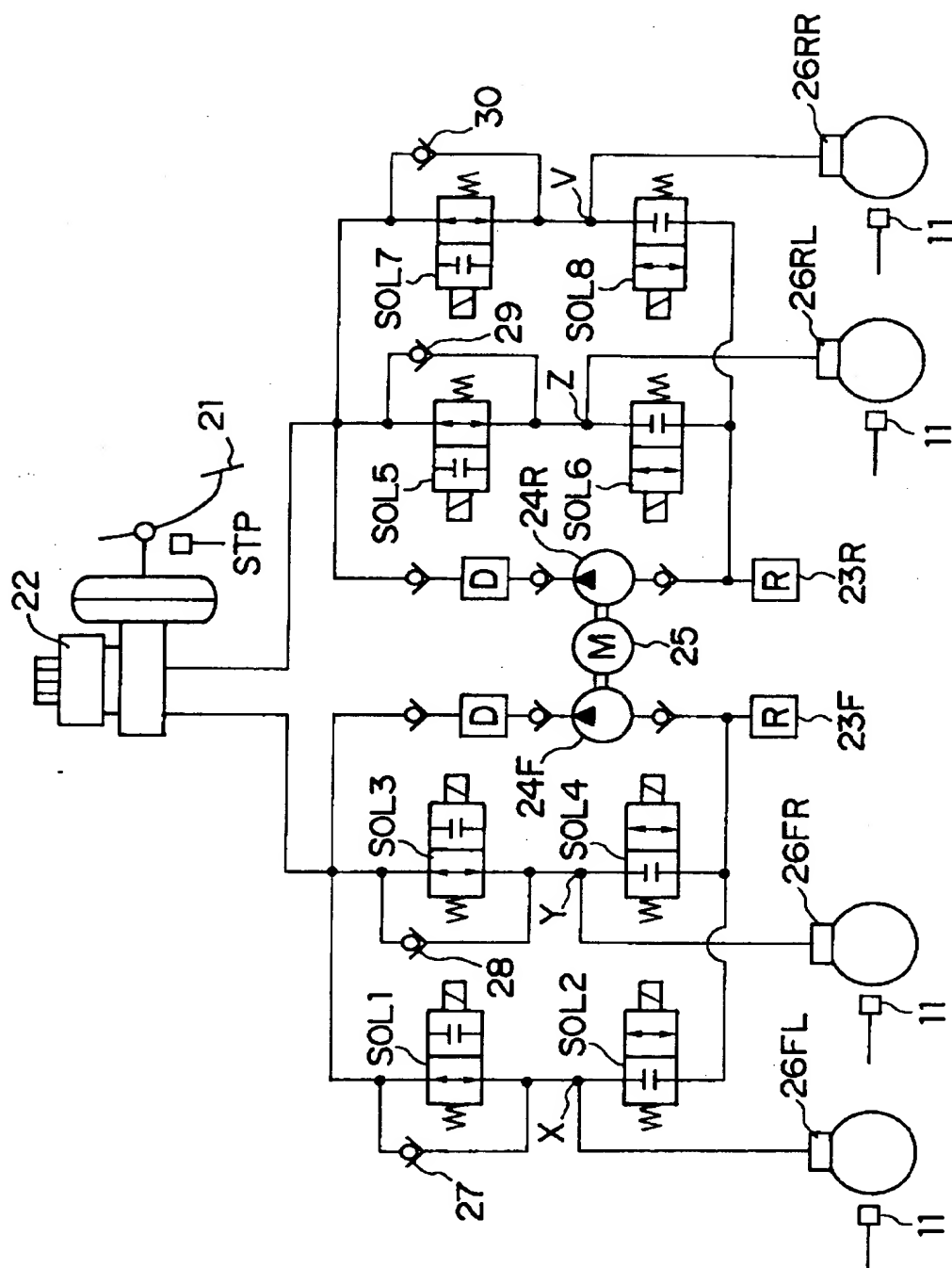
【図 2】



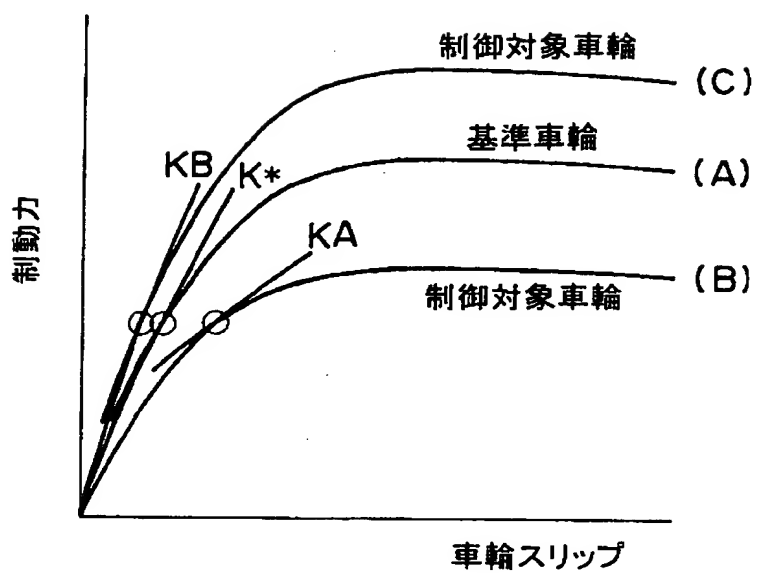
【図 3】



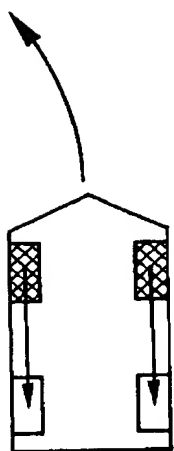
【図4】



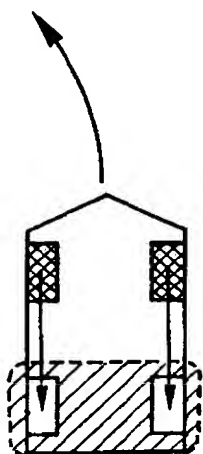
【図 5】



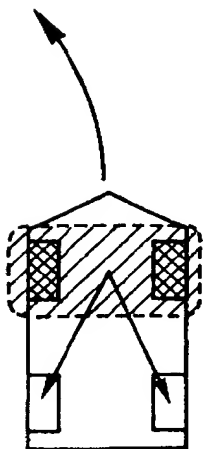
【図 6】



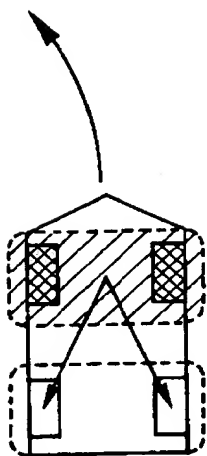
【図 7】



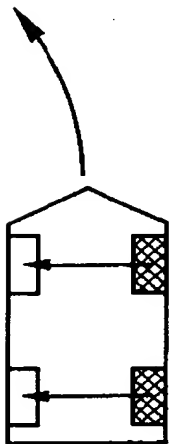
【図 8】



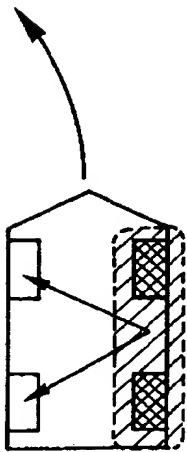
【図 9】



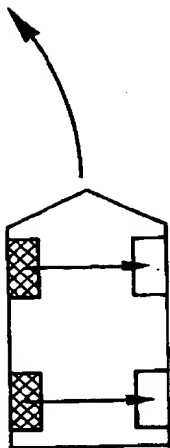
【図 1 0】



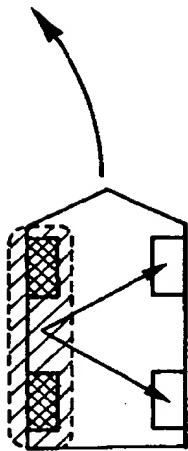
【図 1 1】



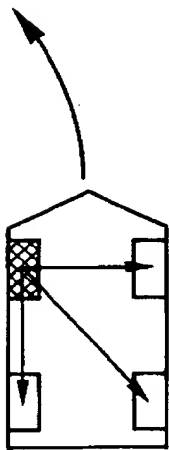
【図 1 2】



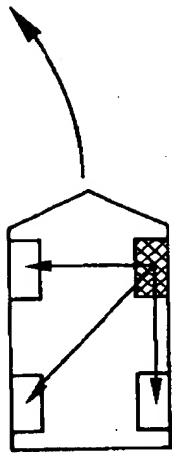
【図 1 3】



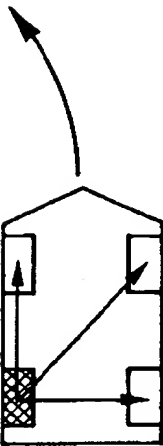
【図 1 4】



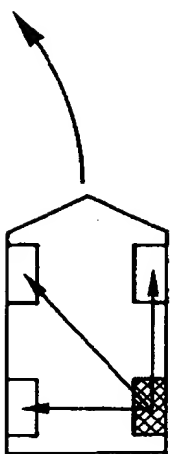
【図 15】



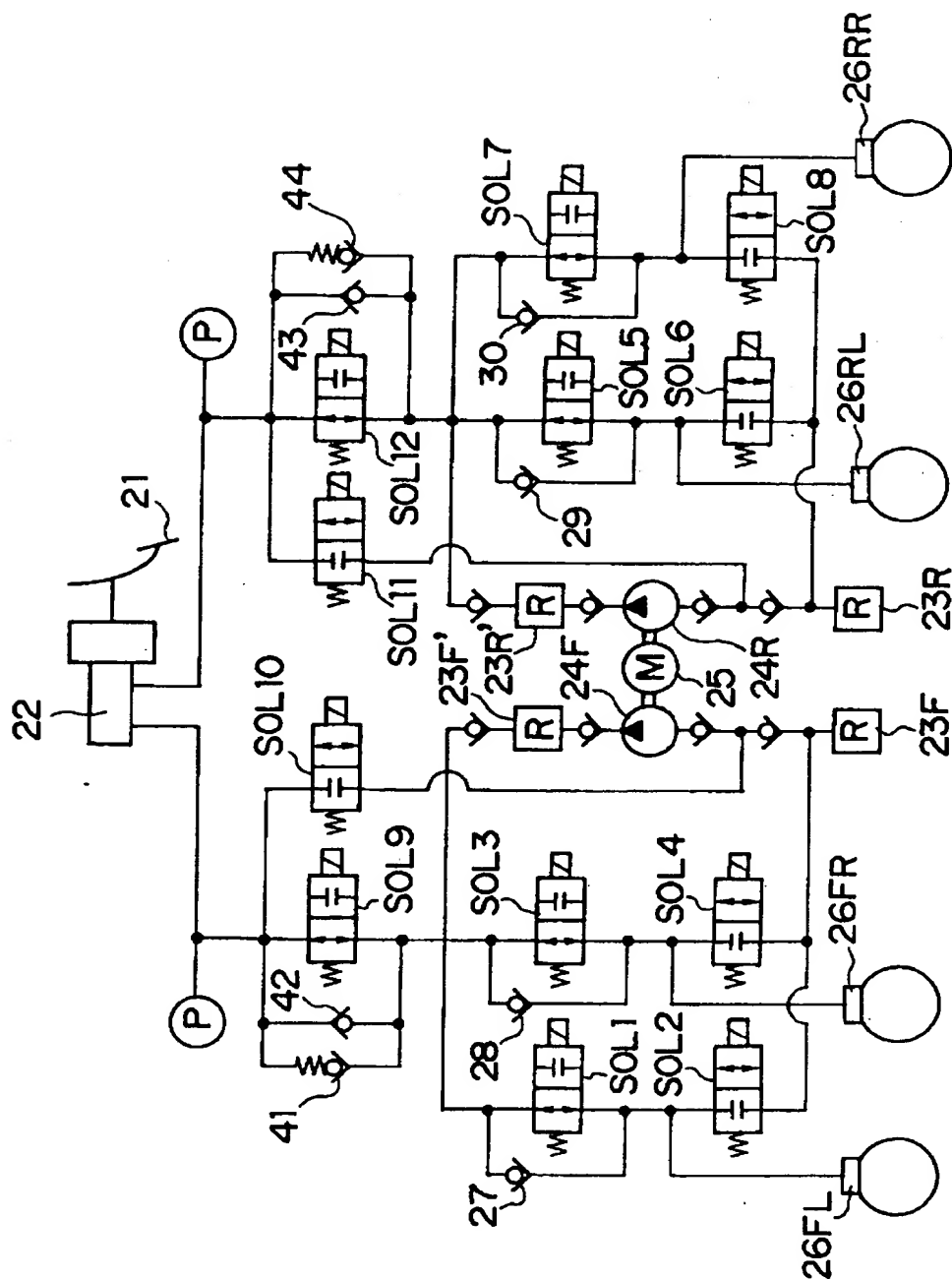
【図 16】



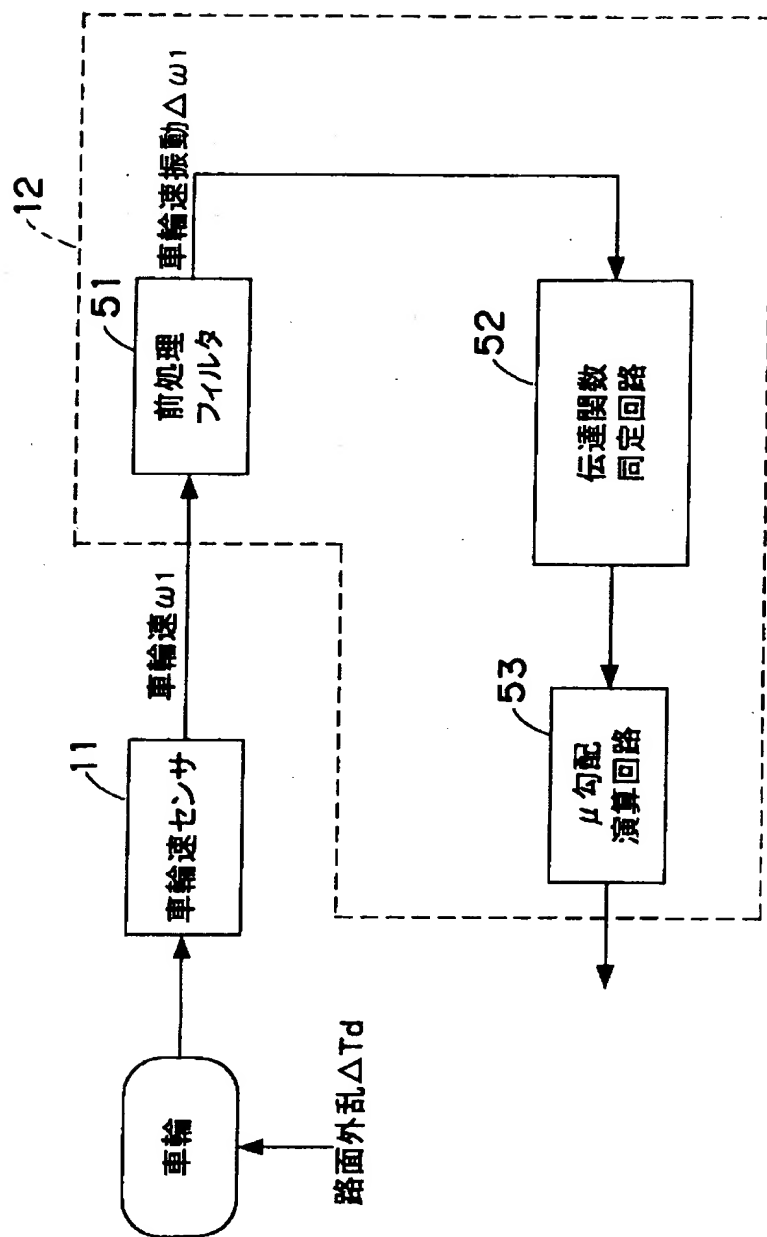
【図 1 7】



【図 18】



【図 19】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車両の走行状態によらず、ブレーキの際にも安定して車両を走行させる。

【解決手段】 路面勾配推定回路 1 2 は、車輪速センサ 1 1 からの各車輪の車輪速度に基づいて、各車輪の路面 μ 勾配を推定する。偏差演算回路 1 3 は、基準車輪の路面 μ 勾配と制御対象の車輪の路面 μ 勾配との偏差を演算する。制動力制御回路 1 4 は、偏差演算回路 1 3 で演算された偏差に基づいて、液圧回路 1 5 における制御対象の車輪のブレーキ液の液圧を調整する。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003609]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1
氏 名 株式会社豊田中央研究所

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日	1990年 8月27日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0000000011]

1. 変更年月日	1990年 8月 8日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
氏 名	アイシン精機株式会社

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000004260]

1. 変更年月日 1996年10月 8日
[変更理由] 名称変更
住 所 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
氏 名 株式会社デンソー